

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА МАЛОРАЗМЕРНОЙ УКОРОЧЕННОЙ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Онищик И.И., Попов Л.М., Христофоров И.Л.

Московский авиационный институт

(Государственный технический университет), г. Москва

Опыт разработки и исследования камер сгорания ГТД показывает, что для получения приемлемых характеристик камеры сгорания необходимо рациональным образом выбрать размеры жаровой трубы – объем ($V_{ж}$) и относительную длину $\bar{l}_{ж} = \frac{l_{ж}}{h_{ж}}$, где $h_{ж}$ – высота сечения жаровой трубы кольцевой камеры сгорания. Хотя оба эти параметра взаимосвязаны, приближенно можно считать, что значение $V_{ж}$ определяет время пребывания смеси в камере $\tau_{преб}$ и, следовательно, полному сгоранию топлива, а величина $\bar{l}_{ж}$ – эффективность смешения вторичного и смесительного воздуха с продуктами сгорания и неравномерность поля температур в выходном сечении.

В данной работе приведены результаты исследования укороченной кольцевой камеры сгорания ($\bar{l}_{ж} \approx 1,5$) и ее трехгорелочного отсека. Схема модели укороченной камеры сгорания представлена на рис.1.

Модель смонтирована на опорном фланце ресивера 1. Корпус модели 2 и жаровая труба 3 имеют прямоугольное сечение. На передней стенке жаровой трубы размещены три вихревые горелки 4. Коллектор 5 подачи топлива к центробежным форсункам и коллектор 6 подачи топлива к струйным форсункам соединены с переходными штуцерами, расположенными на фланце ресивера. Жаровая труба в своей концевой части выполнена с односторонним поджатием сечения и сварена с кожухом 7. Фланец кожуха на болтах через прокладку установлен на корпусе модели. На боковой стенке первой секции имеется отверстие для патрубка воспламенения 8, а на противоположной стороне проточной части – фиксатор положения жаровой трубы 9. В экспериментах измерялись расход воздуха G_a и расход топлива G_T .

Поле температур газа за выходным сечением модели определялось антенной термопарой 10 типа ПП, корпус которой охлаждался водой. Горячий спай термопары можно было устанавливать по высоте сечения и перемещать координатником в боковом направлении с заданным шагом. Модель камеры сгорания имеет три пояса отверстий и два пояса подвода охлаждающего воздуха в виде тангенциальных щелей на верхней и нижней

стенках жаровой трубы. Количество отверстий в каждом ряду равнялось семи. Их диаметры имели следующие величины: в первом поясе $d_{0н} = d_{0вн} = 5\text{мм}$; во втором поясе $d_{0н} = 10\text{мм}$ а $d_{0вн} = 8\text{мм}$; в третьем поясе $d_{0н} = 12\text{мм}$ и $d_{0вн} = 8\text{мм}$.

В целях исследования влияния распределения воздуха по длине отсека было испытано 5 вариантов жаровой трубы, представленных в табл. 1.

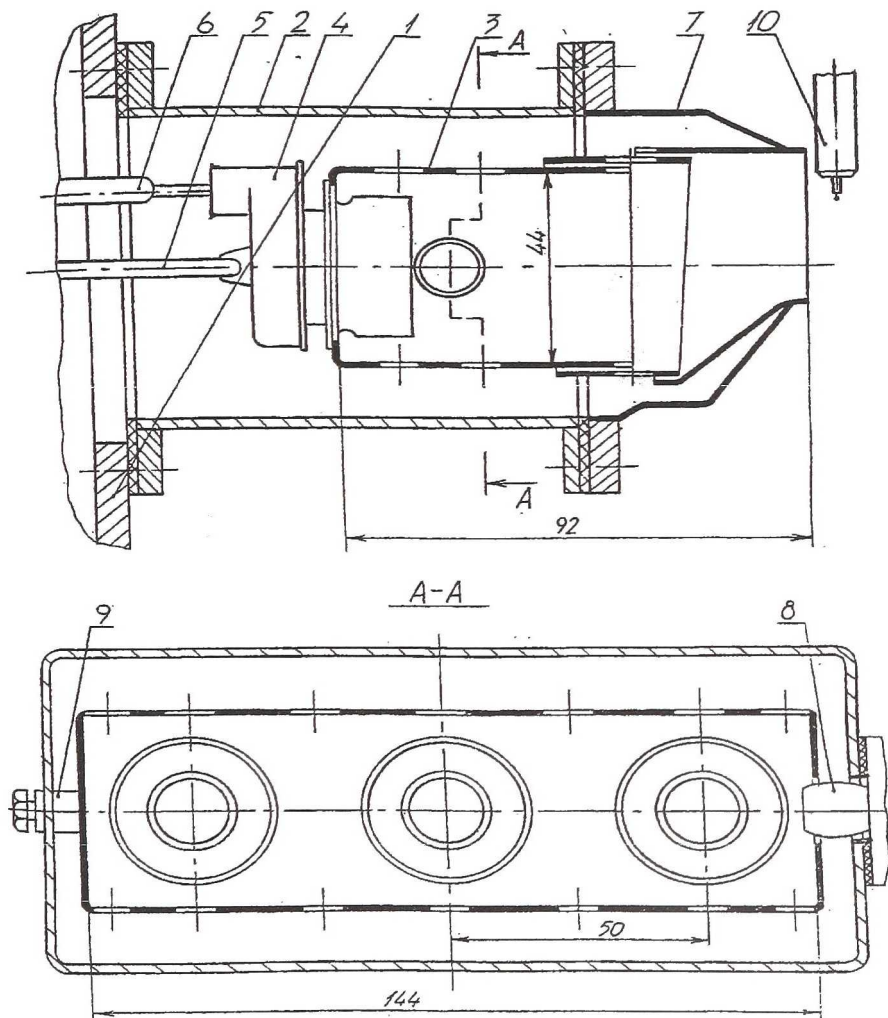


Рис. 1. Модель короткой камеры сгорания

Результаты испытаний жаровых труб

Вариант	$F_{01}, \text{см}^2$		$F_{02}, \text{см}^2$		$F_{03}, \text{см}^2$		$F_{0\Sigma}, \text{см}^2$	$\frac{F_{0\Sigma}}{F_{жс}}$	$\frac{F_{фр}}{F_{0\Sigma}}$	$\frac{F_{032}}{F_{0\Sigma}}$	$\frac{F_{охл}}{F_{0\Sigma}}$
	нар.	вн.	нар.	вн.	нар.	вн.					
1	-	-	5,495	3,517	4,796	3,517	22,14	0,316	0,084	0,491	0,133
2		-	2,398	3,517	2,520	3,517	16,76	0,239	0,111	0,464	0,176
3	-	-	1,886	1,759	2,520	3,517	14,49	0,207	0,128	0,380	0,204
4	1,374		1,886	1,759	2,520	3,517	17,24	0,246	0,108	0,479	0,171
5	-	-	2,398	3,517		-	10,73	0,153	0,173	0,725	0,275

$$F_{жс} = 70,08 \text{ см}^2; F_{фр} = 1,86 \text{ см}^2; F_{охл} = 2,95 \text{ см}^2; F_{032} = F_{фр} + F_{01} + F_{02}$$

В первом из них воздух подавался через последние два пояса отверстий. Во втором варианте в этих поясах была уменьшена площадь отверстий верхней стенки (путем установки накладок, приваренных в отдельных точках). В третьем варианте площадь отверстий второго пояса была изменена в меньшую сторону по сравнению со вторым вариантом. В четвертом варианте были добавлены отверстия первого пояса. И, наконец, в пятом варианте отверстия первого и третьего поясов были закрыты целиком, а площадь отверстий второго ряда увеличена. В табл. 1 указаны площади отверстий всех трех поясов F_{01} , F_{02} и F_{03} в верхней и нижней стенках отсека. Приведены также величины проходных сечений фронтного устройства (трех горелок) $F_{фр}$, щелей системы охлаждения жаровой трубы $F_{охл}$ (при этом $F_{фр}$ и $F_{охл}$ во всех вариантах оставались постоянными), площадь поперечного сечения жаровой трубы — $F_{жс}$, площадь отверстий в зоне горения — F_{032} и, наконец, суммарная площадь отверстий жаровой трубы — $F_{0\Sigma}$. Геометрические характеристики вариантов жаровой трубы показаны в последних четырех столбцах таблицы в виде отношений $\frac{F_{0\Sigma}}{F_{жс}}$, $\frac{F_{фр}}{F_{0\Sigma}}$, $\frac{F_{032}}{F_{0\Sigma}}$ и $\frac{F_{охл}}{F_{0\Sigma}}$.

Исследования проводились при значениях давления воздуха на входе $P_K^* \approx 100 \text{ кПа}$ и температуре $T_K^* \approx 300\text{К}$.

Результаты экспериментального исследования трехгорелочного отсека приведены на рис. 2, 3, 4.

На рис. 2 представлено типичное поле температур газа, полученное для одного из исследованных вариантов отсека. Как видно, максимальные температуры газа наблюдаются в центральной части сечения, что свидетельствует о неэффективном горении вблизи боковых стенок. Это связано, по-видимому, с оседанием капель топлива на стенки. В частности, визуаль-

ные наблюдения показали, что при обеднении смеси сначала происходит погасание боковых горелок. Чтобы исключить влияние указанных эффектов обработка полей температур производилась по центральному участку (положение термопар с 6 по 10). Во всех исследованных вариантах значение средних по поясам температур газа увеличивается в сторону нижней стенки отсека. Особенно ярко такая закономерность проявляется для первого варианта отсека, у которого отверстия для подвода воздуха в нижней стенке имели меньший диаметр, чем в верхней стенке в соответствии с конструкцией исходной камеры сгорания. В других вариантах суммарная площадь отверстий в верхней стенке была меньше, чем суммарная площадь отверстий в нижней стенке. При этом наклон эпюры уменьшился, однако ее характер не изменился. В работе не ставилась задача получения на исследуемом отсеке расчетной формы эпюры, поскольку режимы испытаний и конструкция отсека только приближенно воспроизводили основные особенности кольцевой камеры сгорания.



Рис. 2. Поле температуры газа на выходе из модели КС

Представленные данные показывают, что перераспределение вторичного и смесительного воздуха между наружной и внутренней обечайками позволяет воздействовать на эпюру температур и этот прием может быть использован при доводке камеры сгорания.

Основное внимание при анализе полей температур было направлено на оценку коэффициента полноты сгорания топлива η_T и величины подогрева газа в камере сгорания ΔT_T . Для обеспечения большей оперативности при проведении эксперимента на ряде режимов определялось распределение температур только в среднем поясе (пояс III) и по полученным данным оценивались значения η_{TIII} и ΔT_{TIII} . В большинстве случаев разница ме-

жду значениями ΔT_{Γ} и $\Delta T_{ГШ}$ (соответственно между значениями η_{Γ} и $\eta_{ГШ}$) не превосходила 10%.

На рис. 3 приведено изменение значений $\Delta T_{ГШ}$ в зависимости от суммарного коэффициента избытка воздуха в трехгорелочном отсеке для всех исследованных конструктивных вариантов. Как видно, значения $\Delta T_{ГШ}$ возрастают при обогащении смеси, и хотя для различных вариантов это происходит по разному, в каждом из них можно обеспечить подогрев газа равный $\Delta T_{ГШ} = 600 \dots 800 \text{ К}$, что, как правило, достаточно для раскрутки ротора двигателя при запуске. Поскольку процесс выделения тепла происходит, в основном, в зоне горения камеры, то на рис. 3,б нанесены значения подогрева $\Delta T_{ГШ}$ в зависимости от коэффициента избытка воздуха в зоне горения α_{32} . Значения α_{32} определялись в предположении, что расход воздуха в зоне горения пропорционален относительной сумме площадей фронтного устройства и первых двух поясов отверстий

$$\alpha_{32} = \alpha \frac{F_{\phi p} + F_{01} + F_{02}}{F_{0\Sigma}}.$$

Из рассмотрения данных рис. 3,б следует, что экспериментальные точки, соответствующие первым трем вариантам отсека группируются в единую зависимость, так как по конструкции эти варианты близки. С уменьшением значения α_{32} подогрев газа в камере сгорания возрастает и достигает значения $\Delta T_{ГШ} = 800 \text{ К}$ при $\alpha \cong 0,7 \dots 0,8$. Такую закономерность изменения $\Delta T_{ГШ}$, по-видимому, можно объяснить тем, что в связи с низкими значениями температуры воздуха испарение топлива происходит плохо и в процессе горения принимает только та его часть, которая заключена в наиболее мелких каплях. С уменьшением значений α доля мелких капель возрастает из-за роста давлений подачи топлива, процесс горения интенсифицируется и величины $\Delta T_{ГШ}$ возрастают. На этот процесс существенное влияние оказывают особенности подготовки смеси и стабилизации процесса горения во фронтном устройстве. Так в варианте IV процесс горения при небольших подачах топлива, вероятно, оказывается замороженным струями воздуха, подаваемого через отверстия первого пояса (в вариантах I – III эти отверстия отсутствуют).

В варианте V процессы подготовки смеси (в том числе и распыление топлива) интенсифицированы из-за большой скорости втекания воздуха через отверстия, так как суммарная площадь отверстий в жаровой трубе («раскрытие») в этом случае значительно меньше, чем в других вариантах. Кроме того, в варианте V полностью закрыты отверстия в 3 поясе (в зоне смешения), что увеличивает подвод воздуха в головную часть жаровой

трубы и интенсифицирует здесь процесс горения. Это способствует лучшему использованию объема жаровой трубы для горения.

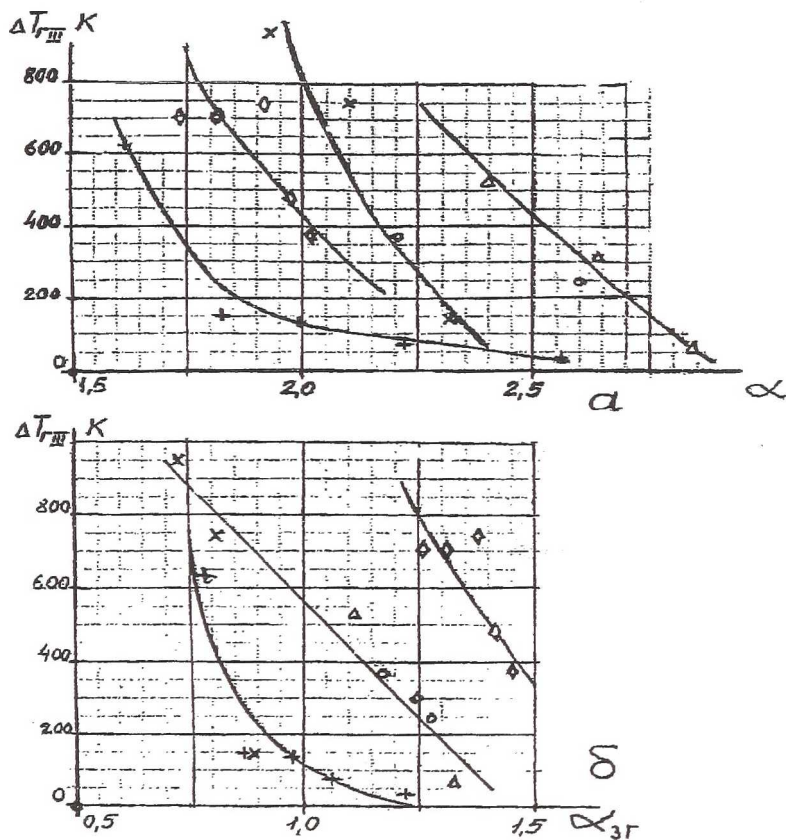


Рис. 3. Изменение значений $\Delta T_{ГШ}$ от α (а) и $\alpha_{г}$ (б)
 $G_{в} = 0,09 \dots 0,1$ кг/с, варианты: о - I; Δ - II; \times - III; + - IV; \diamond - V

На рис. 4 приведены значения коэффициента полноты сгорания топлива $\eta_{ГШ}$ в зависимости от α (рис. 4,а) и $\alpha_{г}$ (рис. 4,б). Величины $\eta_{ГШ}$ рассчитывались по значениям $\Delta T_{ГШ}$ и поэтому приблизительно определяют закономерности изменения эффективности процесса горения в модели. В целом в качественном отношении эти закономерности аналогичны закономерностям изменения величины $\Delta T_{ГШ}$, рассмотренным выше. Отметим, что значения $\eta_{ГШ}$ не превышают величины 0,7. Это возможно тогда, когда часть топлива не участвует в процессе горения (механический недожог). В полноразмерной камере сгорания в связи с отсутствием боковых стенок эффективность горения на пониженных режимах может оказаться выше.

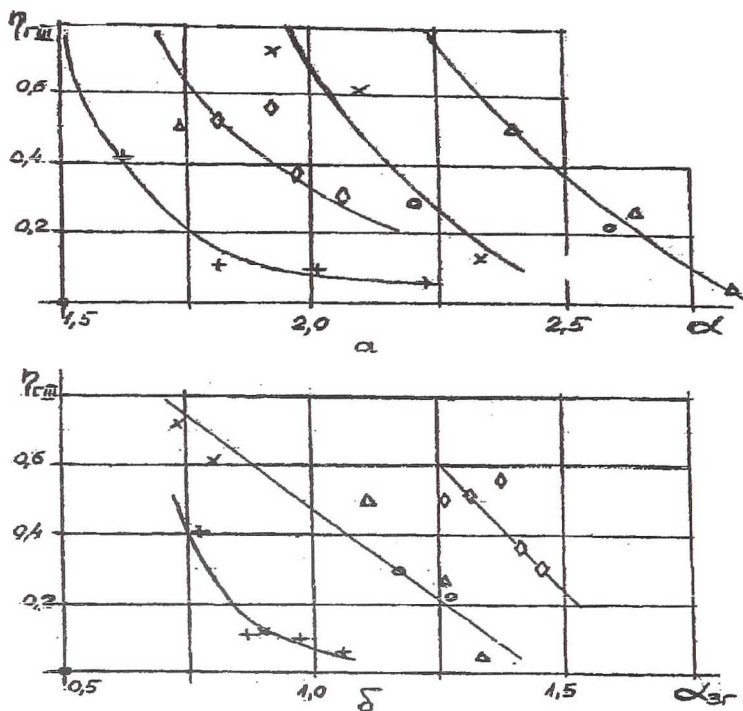


Рис. 4. Изменение значений η_{III} от α (а) и α_{32} (б)
(Обозначения см. рис. 3)

В ходе работы были получены данные по влиянию расхода воздуха на эффективность рабочего процесса, которое проявляется, в основном, через два противоположно направленных механизма: увеличение расхода воздуха (скоростей течения) способствует, с одной стороны, улучшению распыления топлива и интенсификации смешения, что повышает эффективность горения, но, с другой стороны, при этом уменьшается время пребывания смеси в зоне горения и, следовательно, уменьшается степень завершенности реакции горения и надежность стабилизации пламени. Поэтому влияние G_a может проявляться по-разному в зависимости от конкретных особенностей организации рабочего процесса.

В варианте V уменьшение значения G_a приводит к заметному повышению величины подогрева ΔT_{III} . Это можно объяснить превалирующим влиянием в этом случае увеличения времени пребывания смеси в зоне горения.

В варианте III эффективность горения повышается с увеличением расхода воздуха, так как при этом, по-видимому, улучшается распыливание топлива. Время же пребывания смеси здесь не является лимитирующим

обстоятельством, поскольку в зону горения поступает лишь $\approx 38\%$ воздуха. На характеристики же варианта IV изменение значения G_s практически не оказало влияния.

Таким образом, приведенные данные показывают, что эффективность горения в отсеках в вариантах I – IV может быть повышена за счет улучшения характеристик смесеобразования и совершенствования фронтного устройства. Можно считать, что лучшим по величине подогрева является вариант II, поскольку необходимые величины подогрева газа в нем могут быть достигнуты при более высоких (приближенных к рабочим режимам) значениях коэффициента избытка воздуха.

На рис. 5 представлена схема кольцевой камеры сгорания. Воздух подводится в камеру сгорания из ресивера по кольцевому каналу 1 с двумя рядами впаянных лопаток спрямляющего аппарата компрессора 2, к которому приварены наружная 4 и внутренняя 7 стенки. Жаровая труба крепилась к опоре 8, поворотное устройство для измерения поля температур газа – к опоре 9. На корпусе камеры сгорания крепится основной топливный коллектор со струйными форсунками 3, а к заднему фланцу внутренней стенки с помощью опоры 8 крепится жаровая труба 6, у которой фронтное устройство представляет собой четырнадцать улиточных двухступенчатых завихрителей 5. К жаровой трубе крепился дополнительный топливный коллектор с центробежными форсунками.

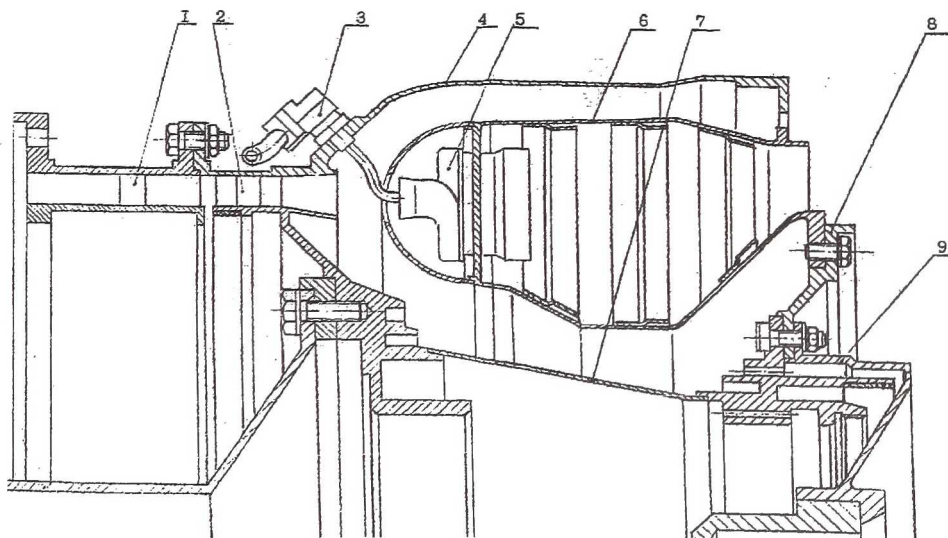


Рис. 5. Модельная полноразмерная камера сгорания

Топливный коллектор с центробежными форсунками включается при запуске и затем работает с постоянным расходом топлива через него $G_{\text{тон. доп}} = 60 \text{ кг/ч}$, а основной коллектор подключается на режиме малого

газа, при давлении $p_{\text{топ. осн}} = 16 \text{ кг/см}^2$. Расход воздуха измерялся мерным соплом, входные параметры воздуха контролировались тремя термопарами кл. ХК и датчиками полного и статического давления. Измерение температурного поля газа на выходе из камеры сгорания производилось при помощи поворотного устройства с двумя гребенками термопар кл. ХК: одна гребенка имеет три термопары, диаметрально противоположная – две термопары, что позволяет измерять температуры в пяти поясах по окружности.

Исследовалось три варианта жаровой трубы (табл. 2). В первом варианте имелось 3 пояса отверстий в каждой обечайке жаровой трубы: непосредственно за фронтальным устройством (пояс 1), в среднем сечении (пояс 2) и в конце жаровой трубы (пояс 3).

Таблица 2

Результаты испытаний модельной КС

Вариант	$F_{01}, \text{см}^2$		$F_{02}, \text{см}^2$		$F_{03}, \text{см}^2$		$F_{0\Sigma}, \text{см}^2$	$\frac{F_{0\Sigma}}{F_{\text{жс}}}$	$\frac{F_{\text{фр}}}{F_{0\Sigma}}$	$\frac{F_{032}}{F_{0\Sigma}}$	$\frac{F_{\text{охл}}}{F_{0\Sigma}}$
	нар.	вн.	нар.	вн.	нар.	вн.					
1	7,07	3,5	17,8	10,8	26,6	10,8	98,7	0,088	0,484	0,136	7,07
2			17,8	10,8	26,6	10,8	88,13	0,098	0,422	0,152	
3	7,07	3,5	17,8	10,8	-	-	61,3	0,141	0,78	0,219	7,07

$$F_{\text{фр}} = 8,68 \text{ см}^2; F_{\text{охл}} = 13,45 \text{ см}^2; F_{032} = F_{\text{фр}} + F_{01} + F_{02}$$

Во втором варианте были закрыты отверстия первого пояса, что способствовало обогащению смеси в первичной зоне (значение α снизилось по расчету с величины 0,67 до 0,36 при $\alpha_{\Sigma} = 3,3$).

В третьем варианте были закрыты отверстия третьего пояса. Это привело к существенному уменьшению суммарной площади отверстий и к обеднению смеси в первичной зоне (до $\alpha \cong 1,08$).

Для всех трех вариантов эпюра средних температур находится в основном в пределах допустимых значений.

Максимальная неравномерность поля температуры газа для всех трех вариантов превысила значение 26%, которое характерно для камер сгорания нормальной длины. При этом у варианта 2 величина $\Delta\theta_{\text{макс}}$ достигла 45%. Следует отметить, что для вариантов 1 и 2 поля температур газа во всех поясах измерений имеют ярко выраженный пилообразный характер с числом пиковых значений температуры равным числу основных воздушных отверстий в последнем ряду, что говорит о механизме горения основной массы топлива за воздушными струями при недостаточной длине зоны смешения. Было определено влияние на поле температур различных значений температуры воздуха на входе в камеру T_2 . Радиальные эпюры всех

полей остались достаточно близким, а окружная неравномерность $\Delta \varphi_{\max}$ с увеличением T_2 уменьшается.

На рис. 6 представлена зависимость $\eta_z = f(\alpha)$, полученная для трех вариантов модельной камеры сгорания. Видно, что для вариантов 1 и 2 характер протекания кривых $\eta_z = f(\alpha)$ практически одинаков. При этом, если для варианта 1 в зоне «богатых» смесей ($\alpha \leq 3,0$) полнота сгорания составляет $\eta_z = 99\%$, то для варианта 2 полнота сгорания находится на уровне $\eta_z = 98,3\%$. Затем обе зависимости сливаясь, плавно снижаются до $\eta_z = 95,5\%$ при $\alpha \approx 7,0$. Некоторое снижение полноты сгорания топлива при $\alpha \leq 3,0$ для варианта 2 объясняется, по-видимому, тем, что при обогащении первичной зоны топливо, не сгоревшее в ней, не успевает догореть в зоне стабилизации пламени за воздушными струями, о чем говорит также чрезвычайно высокая неравномерность поля температуры газа.

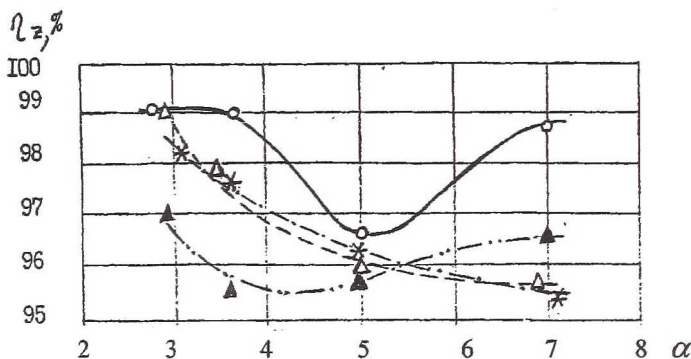


Рис. 6. Зависимость $\eta_z = f(\alpha)$ для трех вариантов модельной камеры сгорания:

- — ○ — удлинённая камера сгорания;
- △ — △ — укороченная камера сгорания вар. №1;
- * — * — укороченная камера сгорания вар. №2;
- σ — σ — укороченная камера сгорания вар. №3

Зависимость $\eta_z = f(\alpha)$ для варианта 3 лежит существенно ниже, чем для вариантов 1 и 2: с величины $\eta_z = 97\%$ при $\alpha = 2,95$ она опускается до $\eta_z = 95,5\%$ при $\alpha \approx 3,7$, а затем плавно нарастает до $\eta_z = 96,6\%$ при $\alpha = 7,0$. Столь низкая полнота сгорания топлива объясняется ухудшением процесса сгорания топлива в первичной зоне при ее чрезмерном обеднении.

Потери полного давления и параметры срыва горения соответствовали уровню, характерному для современных камер сгорания.

Сопоставление полученных в работе данных с результатами расчетных оценок по статистическим зависимостям, использующимся при расчетах камер сгорания, показало их удовлетворительное соответствие.